

Untersuchungen der Gewichtsreduktionspotentiale eines Gegengewichtsgabelstaplers mithilfe aktiver Systeme

Study of weight reduction potentials by active stability systems in light trucks

Sergey Stepanyuk
Konstantin Krivenkov
Rainer Bruns

Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik
Fakultät für Maschinenbau
Helmut-Schmidt-Universität
Universität der Bundeswehr Hamburg

Kurzfassung: Die Masse eines Gegengewichtstaplers beeinflusst den Energieverbrauch beim Fahren maßgeblich. Steigende Energiepreise und steigendes Umweltbewusstsein führen zu grünen Trends in Logistik. Durch Reduktion der Gesamtmasse eines Gabelstaplers können große Einsparungen erreicht werden. Eine Machbarkeitsstudie soll mithilfe der numerischen Simulationen zeigen, dass neuartige Fahrzeuge mit aktiven Systemen trotz geringerer Masse hinreichend hohe Standsicherheit aufweisen können. In diesem Beitrag sollen die ersten Ergebnisse dieses Forschungsvorhabens vorgestellt werden.

[Schlüsselwörter: Aktive Systeme, Stabilisierung, Gegengewichtstapler, Verbrauchsreduktion, Mehrkörpersimulationen]

Abstract: The mass of a counterbalanced forklift truck affects the energy consumption significantly due to the rolling resistance. The climate change in the past decades led to increased environmental awareness. At the same time rising energy costs make entrepreneur to invest in more energy efficient solutions which led to new trends in logistics. Reduced mass of a fork lift will provide more energy-efficient products. This feasibility study shall show that a forklift equipped with an active stability system can provide sufficient dynamic stability by lower overall mass. In this paper methodical approach of this project will be presented.

[Keywords: active systems, stability control, counterbalanced forklift, consumption reduction, multi body simulation]

1 MÖGLICHKEITEN ZUR VERBRAUCHSREDUKTION VON GEGENGEWICHTSSTAPLERN

Der hohe Energieverbrauch der Flurförderzeuge verursacht entsprechend VDI-Richtlinie 2695 bei mittlerer Auslastung des Staplers bis zu 50 % der gesamten Kosten. Zahlreiche Entwicklungsvorhaben im Bereich der Flurförderzeuge haben aus diesem Grund die Reduzierung des Energieverbrauchs zum Ziel. Um den Energieverbrauch zu senken, werden verschiedene Ansätze genutzt. Der Einsatz von alternativen Antrieben wie Hybridantrieben [Seo13], [Hou13] gehört ebenso dazu wie die Steigerung der Effizienz von Motor [MPL12], Antriebsstrang oder Hubhydraulik [Min13]. Jeder dieser Ansätze ist darauf ausgerichtet, die Effizienz eines Teils des Leistungssystems zu steigern.

Die Masse eines Gegengewichtstaplers beeinflusst den Energieverbrauch beim Fahren maßgeblich, da alle wesentlichen zu überwindenden Widerstände in erster Näherung proportional zu ihr sind. In der Fahrzeugtechnik wird daher seit langem eine Reduzierung der Fahrzeugmasse durch Leichtbau angestrebt. Für Gegengewichtstapler gilt bisher jedoch, dass sie ein hohes Eigengewicht benötigen, um eine ausreichende Standsicherheit gewährleisten zu können. Im Rahmen der Machbarkeitsstudie für ein aktives Standsicherheitssystem (ASSS) für Leichtstapler wird untersucht, ob die Gesamtmasse durch den Einsatz eines aktiven Standsicherheitssystems reduziert werden kann. Ziel dieser Maßnahme ist Senkung des Energieverbrauchs, wodurch sowohl der CO₂-Ausstoß, als auch die Kraftstoffkosten im Betrieb erheblich vermindert werden.

Da jeder Fahrwiderstand und somit auch der Energieverbrauch von Fahrzeugen im Wesentlichen proportional zur bewegten Masse ist, lässt sich über diesen Ansatz ein verhältnismäßig großer Hebeleffekt ausnutzen. Wird beispielsweise die Masse eines Gegengewichtstaplers mit einer Tragkraft von 2500 kg und einer typischen Leermasse

von etwa 4500 kg um 20 % gemindert, verringert sich dementsprechend der Energiebedarf um bis zu 14 %. Der Effekt wäre bei Unternehmen, welche die Tragfähigkeit ihrer Stapler im Mittel nicht voll ausnutzen, in der Regel noch größer.

Trotz einer Gewichtsreduktion muss neben der statischen, die dynamische Standsicherheit sichergestellt werden, da diese sich durch die Verlagerung des Gesamtschwerpunktes verschlechtern kann. Die Nachteile der Gewichtsreduktion hinsichtlich der Standsicherheit sollen durch aktive Systeme kompensiert werden.

2 REFERENZFAHRZEUG

Um eine Vergleichbarkeit der Konzepte mit konventionellen Staplern zu ermöglichen, wurde im ersten Schritt nach einem geeigneten Referenzfahrzeug recherchiert. Für die Suche wurden mehrere Kriterien festgelegt. In erster Linie sollte es sich um einen Leichtstapler handeln, welcher bei kleinen und mittleren Unternehmen (KMU) häufig und für vielfältige Aufgaben eingesetzt wird und keine Spezialausführung darstellt. Dabei wurde eine maximale Tragfähigkeit von 2000 kg festgelegt.

Ein weiteres Kriterium stellt die allgemeine Bauweise des Fahrzeugs dar. Da ein Vierradstapler im Vergleich zu einem Dreiradstapler eine grundsätzlich bessere dynamische Standsicherheit aufweist, wurde diese Bauweise bevorzugt.

Bei Betrachtung der existierenden Antriebskonzepte wurde für ein Stapler mit einem elektrischen Antrieb entschieden. Die Absatzzahlen dieser Ausführung in Europa entsprechen in etwa den der Verbrennungstapler, haben allerdings deutlich höhere Wachstumsraten [FEM14]. Durch stetige Fortschritte im Bereich der Elektromobilität wird ein Übergang zu Lithium-Ion Technologie immer wahrscheinlicher, da diese gegenüber der Bleibatterien mehrere Vorteile aufweist. Es wird eine zunehmende Verbreitung dieser Technologie in logistischen Transportsystemen und insbesondere im Bereich der Flurförderzeuge in kommender Zeit erwartet.

Das letzte Kriterium betrifft das Hubgerüst. Ein Gabelstapler kann in der Regel mit unterschiedlichen Hubgerüsten geliefert werden. Diese können als Einfachmast (Simplex), Zweifachmast (Duplex) oder Dreifachmast (Triplex) ausgeführt werden. Die Art der Ausführung definiert die erreichbare Hubhöhe des Staplers und beeinflusst die Lage seines Schwerpunktes. Ein Übergang von der Simplex- zur Duplexbauweise bedeutet beinahe eine Verdopplung der erreichbaren Hubhöhe und eine nicht vernachlässigbare, negativ auf die Standsicherheit wirkende Verschiebung des Schwerpunktes.

Für viele Anwendungen reicht ein Duplexmast aus. Um einen möglichst allgemeinen Fall zu betrachten wurde

Entscheidung getroffen, einen Triplexmast mit einem Nennhub von über 4 m zu verwenden, was einem Anspruch der KMU in meisten Fällen genügen soll.

Für dieses Anforderungsprofil wurde eine Liste der passenden Modelle zusammengestellt und im Hinblick auf die Lage des Gesamtschwerpunktes, die Massenverteilung im Fahrzeug, sowie den Beitrag der einzelnen Komponenten zum Gegenmoment analysiert. Als Referenzfahrzeug wurde der RX 20-20 P der Still GmbH (Abbildung 1) gewählt, welcher allen bisher definierten Kriterien entspricht.

Bei der Analyse der Fahrzeugdaten wurde festgestellt, dass die Batterie, das Gegengewicht und der Hubmast am meisten zur Fahrzeugmasse beitragen (Abbildung 2). Bei der Erzeugung des Gegenmoments liefern das Gegengewicht und die Batterie die größten Beiträge (Abbildung 3). Daraus folgt, dass die Batterie und das Gegengewicht die größten Reduktionspotentiale bieten.

Das Referenzfahrzeug besitzt ein Gegengewicht von etwa 1000 kg, welches über ein konstruktives Potential zu Reduktion seiner Masse von bis zu 80 % verfügt. Der Gabelstapler verwendet Bleibatterien mit einem Gesamtgewicht von über 800 kg. Aus einem Übergang zur Li-Ion-Technologie resultiert ein zusätzliches, technologisches Potential zur Reduktion der Batteriemasse von bis zu 75 %. Insgesamt lässt sich das Eigengewicht des Referenzfahrzeuges theoretisch um ca. 40 % reduzieren. Eine notwendige Voraussetzung dafür ist die Gewährleistung der statischen und dynamischen Standsicherheit. Die Gesamtdaten des Referenzfahrzeugs sind in der Tabelle 1 zusammengefasst

Tabelle 1. Technische Daten von RX 20-20 P

Antrieb	Elektrisch
Nenntragfähigkeit	2000 kg
Lastabstand	365 mm
Radstand	1469 mm
Spurweite vorn	942 mm
Hubhöhe	4465 mm
Batteriegewicht	865 kg
Höchstgeschwindigkeit	20 km/h
Eigengewicht mit einem Standardmast	3225 kg



Abbildung 1. RX 20-20 P (Quelle: Still GmbH)

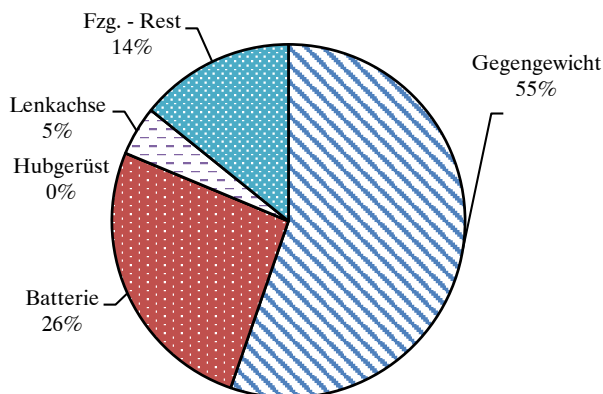


Abbildung 2. Beiträge der einzelnen Komponenten zum Gegenmoment

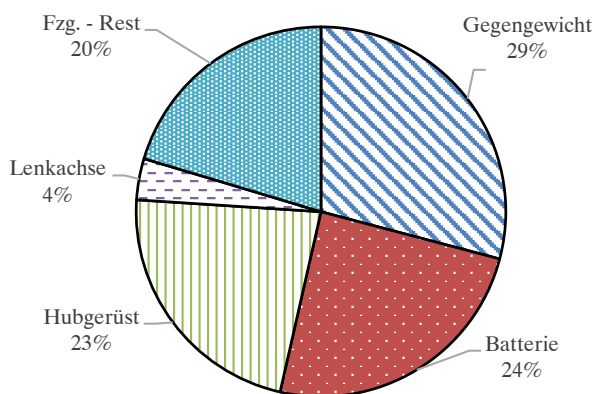


Abbildung 3: Massenverteilung im Referenzstapler

3 STANDSICHERHEIT

In der Praxis wird zwischen statischer und dynamischer Standsicherheit unterschieden. Die erste wird durch die Massenverteilung im Fahrzeug und die Lage der

Kippachse beeinflusst und wird anhand eines Sicherheitsbeiwertes beurteilt. Dieser Beiwert kann durch ein Verhältnis der Momente beschrieben werden:

$$k = \frac{M_G}{M_L},$$

wobei M_L das Lastmoment und M_G das Gegenmoment ist. In [Mar11] wird ein Sicherheitsbeiwert größer als 1,4 für eine ausreichende statische Standsicherheit angegeben. Der für das Referenzfahrzeug mit dem Triplex-Hubgerüst errechnete Wert beträgt ca. 1,44 und wird für alle Konzepte als Zielgröße vorgegeben.

Bei der beabsichtigten Gewichtsreduktion stellt insbesondere das Erreichen des vorgegebenen statischen Sicherheitsbeiwertes eine große Herausforderung dar, da dieser durch konventionelle aktive Standsicherheitsysteme nur geringfügig beeinflusst werden kann. Um das fehlende Gegenmoment zu erzeugen, wird eine andere Anordnung der Komponenten notwendig. Der Einsatz alternativen Aufnahme- und Transportvorrichtungen oder unkonventioneller aktiver Stabilitätssysteme ist dabei ebenfalls denkbar. Erst wenn die geforderte statische Standsicherheit des Staplers mit reduziertem Eigengewicht gewährleistet wird, kann zur Betrachtung seiner dynamischen Standsicherheit übergegangen werden.

Die dynamische Standsicherheit spielt im Betrieb eines Gabelstaplers eine wichtige Rolle. Der Stapler darf bei allen denkbaren Fahrmanövern nicht kippen, um Unfälle, Personen- und Sachschaden zu vermeiden. Besonders niedrige dynamische Standsicherheit weist der Stapler im unbeladenen Zustand auf. Dies ist auf die Bauweise des meisten Flurförderzeugen zurückzuführen. Zum Beispiel wird im Vierradgabelstapler die Hinterachse grundsätzlich als eine Pendelachse ausgeführt, wodurch die Aufstandsfläche von der Form eines Dreiecks in die Form eines Trapezes bei steigendem Wankwinkel übergeht. Im Vergleich zu beladenem Zustand verschiebt sich der Schwerpunkt des Fahrzeugs im unbeladenen Zustand nach hinten und gleichzeitig nach oben. Der Abstand zur seitlichen Kante der Aufstandsfläche, der Kippkante, wird geringer und die Standsicherheit des Fahrzeuges wird kleiner. Dadurch kann erklärt werden, warum viele Kippunfälle mit unbeladenen Staplern passieren, die eine scharfe Kurve mit hoher Geschwindigkeit befahren.

Zur Quantifizierung der dynamischen Standsicherheit wird gemäß DIN ISO 22915-2 eine Reihe Versuche auf einer Kippbühne vorgeschrieben, bei denen die Standsicherheit in Kurven abgeschätzt werden sollte. Allerdings wird dabei der Einfluss sowohl der querdynamischen Eigenschaften der Reifen als auch der aktiven Stabilisierungssysteme vollständig vernachlässigt. In der Norm DIN EN 16203 wird deswegen ein L-Test beschrieben, mit dem qualitative Aussagen über das dynamische Verhalten eines Gabelstaplers getroffen werden können.

4 LITERATURRECHERCHE UND AUSWAHL DER LÖSUNGSANSÄTZE

Während der Literaturrecherche wurden über 50 Patente und Gebrauchsmuster gefunden und analysiert. In den Patenten wurde nach unterschiedlichen Wirkprinzipien zur Erhöhung der Standsicherheit des Gabelstaplers gesucht. Viele Patentanmeldungen behandeln nur einzelne Aspekte der Stabilität (statische oder dynamische) und sind teilweise nicht sinnvoll in der Praxis umsetzbar. Zusätzlich wurden bestehende Fahrzeuge, sowie Designstudien grundlegend untersucht. Die Ergebnisse wurden in einem Lösungskatalog zusammengefasst.

Eines der Beispiele für aktive Stabilisierung mobiler Systeme stellen humanoide Roboter dar. Durch eine sehr kleine Aufstandsfläche und hohe Dynamik der Bewegungsabläufe sind diese sehr kippanfällig und müssen durch aktive Standsicherheitssysteme aufrecht gehalten werden. Muss ein humanoider Roboter eine Last aufnehmen und transportieren, werden dafür mehrere Abläufe notwendig. Beim Transport wird die Last möglichst nah an den Schwerpunkt des Roboters geführt. Anheben der Last wird in einem Bewegungsablauf mit einer sehr hohen Dynamik ausgeführt, wobei die Bereiche außerhalb der Aufstandsfläche nur für eine sehr kurze Zeit durchfahren werden [Har05].

Alle gefundenen Lösungsmöglichkeiten wurden zu einfachen Wirkskizzen abstrahiert, um einen besseren Einblick über die dahinterliegenden Wirkprinzipien zu bekommen. Eine Mehrzahl der Patente beschreibt Systeme, in welchen die Standsicherheit mit einer lastabhängigen Lage des Schwerpunktes des Fahrzeuges durch Verschiebung oder Anpassung der zusätzlichen Massen erreicht wird. Für eine Verbesserung der dynamischen Standsicherheit wird in vielen Fällen eine Geschwindigkeitsdrosselung oder Sperrung der Hinterachse (Pendelachse) vorgeschlagen.

Die Wirkprinzipien wurden insgesamt in vier Kategorien unterteilt, welche jeweils die Möglichkeiten zur Erhöhung der:

- statischen Standsicherheit,
- frontalen dynamischen Standsicherheit bei einer Notbremsung,
- lateralen Standsicherheit bei einer stationären Kreisbewegung,
- lateralen Standsicherheit bei einem instationären Fahrmanöver,

repräsentieren.

Durch eine Kombination mehrerer Wirkprinzipien konnten mehrere Konzepte ausgearbeitet werden, die auf ihre Potentiale zur Gewichtsreduktion und zum Erreichen der vorgegebenen statischen Standsicherheit untersucht

wurden. Dadurch konnten bereits in der ersten Phase die aus technischer oder betriebswirtschaftlicher Sicht nicht weiterführenden Ideen aussortiert werden. Für die übrig gebliebenen Konzepte wurden Mehrkörpersimulationsmodelle zur genaueren Untersuchung der dynamischen Standsicherheit erstellt.

Anhand der Ergebnisse der Literaturrecherche und anschließender umfangreicher Analyse der zur Erhöhung der Standsicherheit der Gegengewichtstapler geeigneten Wirkprinzipien konnte nachgewiesen werden, dass die größten Verbesserungen durch die Verkleinerung des sogenannten x -Maßes, des Abstandes zwischen dem Radmittelpunkt und dem Gabelzinkenrücken, erreicht werden kann. Dadurch wird der Lasthebelarm verkürzt und somit auch das benötigte Gegenmoment. Weitere Steigerung verspricht eine Verschiebung der vorderen Kippkante weiter nach vorne, wodurch gleichzeitig das Lastmoment verkleinert und das Gegenmoment vergrößert wird. Verlagerung des Gegengewichtes nach hinten lieferte ebenfalls gute Ergebnisse. Allerdings durften für bessere Vergleichbarkeit die Außenmaße des Referenzstaplers nicht überschritten werden.

5 ERSTELLUNG DES DYNAMISCHEN MODELLS

Mehrkörpersimulationen sind ein wichtiges Element der rechnergestützte Entwicklung (CAE: computer-aided engineering) und verringern den Versuchsaufwand erheblich. Dabei werden mehrere Objekte, Körper mit bestimmten physikalischen Eigenschaften, erstellt und miteinander gekoppelt. Durch Definition der wirkenden externen Kräfte werden die Differenzialgleichungen zur Beschreibung der Bewegung der Objekte ergänzt. Eine anschließende Lösung dieser liefert das dynamische Verhalten eines Mehrkörpersystems.

Um eine Vergleichbarkeit der Modelle zu gewährleisten wurde anhand der CAD-Daten des Referenzstaplers ein Referenzmodell angefertigt. Dieses Modell wird auch als Grundlage für die Erstellung der Modelle der ausgearbeiteten Konzepte verwendet. Die vorliegenden CAD-Daten wiesen einen sehr hohen Detaillierungsgrad auf. Bei einer Mehrkörpersimulation verlängert sich die Simulationszeit mit steigender Anzahl der Körper. Um die Massenverteilung möglichst genau wiederzugeben und die benötigte Rechenzeit in akzeptablen Grenzen zu halten, wurden kleinere Bauteile in der Simulationsumgebung zu mehreren Teilen (Parts) zusammengefasst. Bei einer Simulation wird die CAD-Geometrie nur in Ausnahmefällen mitbetrachtet. Grundsätzlich werden die Lage des Massenschwerpunktes und die Massenträgheitsmomente aus CAD-Geometrien abgeleitet und dann dem Solver als eine Punktmasse weitergegeben. Die Geometriedaten werden erst dann für den Solver relevant, wenn eine oder mehrere Kontaktflächen definiert werden und eine mögliche Durchdringung überwacht werden muss.

Insgesamt wurden die vorhandenen CAD-Daten mit mehr als tausend Einzelteile zu 14 größeren Parts zusammengefasst. Dabei wurden alle Bauelemente mit einem Volumen unter 1 cm^3 aus dem Modell gelöscht. Um die Massen der kleinen Bauteile dennoch berücksichtigen zu können, wurden die vollständigen Modelle der vordefinierten Parts in die Simulationsumgebung geladen und die Massenträgheitsmomente sowie die Lage der Schwerpunkte bestimmt. Diese wurden dann als Eingabeparameter für die reduzierten Modelle in der Gesamtsimulation verwendet. Diese Vorgehensweise wurde ebenfalls angewandt, wenn ein Bauteil aus mehreren Stoffen bestand, deren Dichte sehr unterschiedlich ist (z. B. Kunststoff und Stahl). Alle Parts wurden anschließend miteinander durch Koppelbedingungen (Joints) verknüpft. Dadurch wurden die Freiheitsgrade einzelner Parts definiert und das Simulationsmodell vervollständigt.

Um den Schlupf der Räder im Fall einer Kurvenfahrt zu vermeiden, nehmen die Hinterräder entsprechend der Ackermann-Bedingung unterschiedliche Lenkwinkel an. Dabei wird das innere Hinterrad stärker eingelenkt als das äußere. Dies wird durch die Geometrie des Lenkmechanismus bestimmt. Im idealen Fall wird der Schlupf an den Rädern gleich Null. Da Einhaltung der Ackermann-Bedingung in der Realität nahezu unmöglich ist, wurde Mithilfe der CAD-Daten ein mechanisches Ersatzmodell der Lenkinematik erstellt und in das gesamte Simulationsmodell implementiert.

Im Referenzfahrzeug wird die Hinterachse auf zwei Gummiblöcken gelagert. Das statische Verhalten der Lagerblöcke wurde in einer FEM-Simulation untersucht und das gesamte Modell durch ihre wesentlichen Parameter wie Federsteifigkeit und Dämpfungskonstante ergänzt.

Die dynamische Standsicherheit wird neben der Position des Gesamtschwerpunktes und den geometrischen Abmaßen von den Reifeneigenschaften beeinflusst. Das Reifenverhalten bestimmt darüber, ob ein Fahrzeug in einer scharfen Kurve kippt oder schleudert. Für eine aussagekräftige Mehrkörpersimulation wird ein Reifenmodell zur Beschreibung des Fahrtverhaltens benötigt. Es existieren viele Modelle, die das Verhalten von Luftreifen abbilden, Beispiele dafür stellen UA-Tire [Gim91] und Pasejkas „Magic Formula“ [Pac93] dar. Diese sind allerdings nur eingeschränkt auf superelastische Gabelstaplerreifen anwendbar. Der Grund dafür sind andere Einsatzbedingungen und Besonderheiten des Aufbaus.

Zur Ermittlung des Verhaltens der im Referenzfahrzeug vorhandenen Reifen wurde ein Reifenprüfstand verwendet, welcher für vorherige Projekte am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik aufgebaut und betrieben wurde.

Einen umfassenden Einblick in das querdynamischen Verhalten der superelastischen Reifen liefert die Arbeit von Busch [Bus15]. In Rahmen dieser Untersuchungen wurde

ein Modell mithilfe der künstlichen neuronalen Netze aufgebaut. Das Verhalten des neuronalen Netzes kann außerhalb des Messbereichs nur durch eine zusätzliche Validierung der Simulation abgeschätzt werden. Das stellt bei einer Modellierung der kritischen Fahrsituationen ein Hindernis dar, da die Radlast oft die Nennlast der Reifen überschreiten kann.

Aus den aufgenommenen Messdaten wurde ein analytisches querdynamisches Modell zuerst für das statische Verhalten der Reifen abgeleitet. Das dynamische Verhalten wurde wie im Seil-Modell (String-Type Tire Model) [Pac72] als lineares Verzögerungsglied erster Ordnung beschrieben, wobei die Zeitkonstante von der Fahrtgeschwindigkeit abhängig ist. Die Berücksichtigung der dynamischen Effekte im Verhalten der Reifen ist notwendig, da bei Standsicherheitstests hohe Schräglaufwinkelgeschwindigkeiten auftreten können, die im Fall der Verwendung des statischen Modells zu starken Abweichungen zwischen den Simulationsergebnissen und der Realität führt. Das Modell wurde anhand weiterer Messungen validiert und erreicht ein Bestimmtheitsmaß von 99 % [SKB15]. Daraus folgt, dass das Modell sowohl das statische als auch dynamische Verhalten der Reifen bei querdynamischer Belastung hinreichend genau wiedergeben kann. Durch seine relative Einfachheit wurde das erstellte Modell ohne Verwendung spezieller Zusatzmodule mit relativ geringem Programmieraufwand in die Mehrkörpersimulation implementiert.

6 DYNAMISCHE UNTERSUCHUNGEN

Als eine der wichtigsten Fragestellungen bei Untersuchung der Gewichtsreduktionspotentiale eines Staplers gilt die Ermittlung seiner dynamischen Standsicherheit. In der DIN EN 16203 [DIN14] wird ein Standsicherheitstest beschreiben, mit dem eine Vergleichbarkeit der dynamischen Standsicherheit von Gegengewichtsstaplern erreicht werden kann. In dem sogenannten L-Test wird bei mindestens 90% der Maximalgeschwindigkeit eine 90° Kurswinkeländerung unternommen. Die Breite des dafür notwendigen Ausfahrkorridors wird als w_2 bezeichnet (vgl. Abbildung 4). Dieser Wert wird durch folgende Gleichung beschrieben:

$$w_2 = w_3 + \frac{b}{2},$$

wobei b die Breite des Gabelstaplers ist. Die zulässige Größe von w_3 wird in der Norm in Abhängigkeit der höchsten zulässigen Geschwindigkeit vorgegeben. Dieser Wert wird im Modell im Mittelpunkt der Vorderachse bestimmt und als Vergleichswert verwendet. Abweichend von der Norm wird im simulierten Standsicherheitstest das Abheben des kurveninneren Vorderrades nicht zugelassen. Das beeinflusst das Kippverhalten des Staplers nicht, verhindert aber, dass die Genauigkeit der Simulation infolge eines nach dem Kippvorgang stattfindenden Aufpralls des Vor-

derrades gegen die Fahrbahn verschlechtert wird. Zusätzlich führt der Aufprall zu unerwünschten Kraftspitzen an allen Rädern.

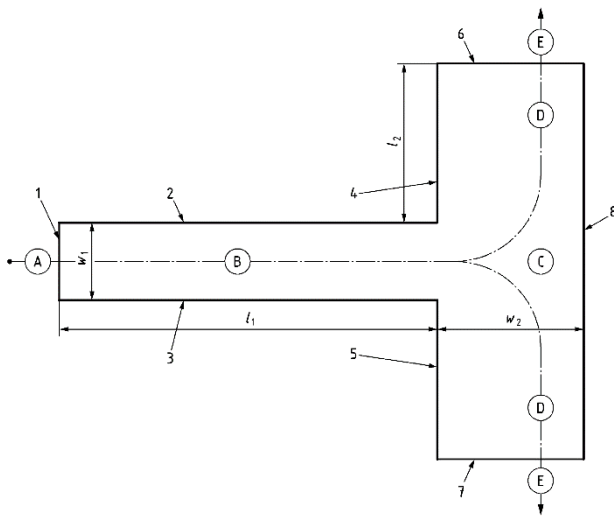


Abbildung 4: Layout der Prüfstrecke [DIN14]

Für eine Untersuchung der Stabilität ausgearbeiteter Konzepte soll ein einheitliches Lenkprofil gewählt werden. Die Lenkgeschwindigkeit in einem Stapler wird durch die Physiologie des Fahrers begrenzt. Die schnellste Kursänderung kann erreicht werden, indem der Fahrer das Fahrzeug möglichst schnell in die Kurve einlenkt und danach durch das Gegenlenken den Abbiegevorgang beendet. Die Ein- und Gegenlenkverläufe werden durch eine Rampe approximiert, woraus ein dreieckiger Lenkverlauf resultiert. Höhere Rampensteigerungen führen zu einer schnelleren Kursänderung. Bei großen Kursänderungen führt ein dreieckiger Lenkverlauf zum Abheben des kurveninneren Vorderrades oder zum Kippen des gesamten Fahrzeugs.

Ein trapezförmiger Lenkverlauf (vgl. Abbildung 5), bei dem der maximale Lenkwinkel vorgegeben wird, hat sich als besser geeignet herausgestellt. Durch eine Parametrierung des maximalen Lenkwinkels und der Lenkzeit als Eingangsgrößen und des Kursänderungswinkels als Zielwert kann der Lenkwinkelverlauf durch ein Algorithmus optimiert werden. Aus Messungen in [BBH09] an einem Versuchsstapler wurden folgende Einschränkungen des Lenkverlaufs bestimmt:

- Einlenkgeschwindigkeit: $c_{1, \max} = 55 \text{ }^\circ/\text{s}$
- Gegenlenkgeschwindigkeit: $c_{2, \max} = 125 \text{ }^\circ/\text{s}$

Es muss berücksichtigt werden, dass beim Gegenlenken der Schräglaufwinkel der Hinterräder sehr rapide ansteigt. Dabei kann es vorkommen, dass die Hinterräder quer zur Bewegung gegenüber der Fahrbahn stehen. Dieser Anstieg führt zu einer Querkraftspitze an allen Rädern. Dadurch kann auch erklärt werden, warum Gegengewichtsgabelstapler in einer Kurve erst beim Gegenlenken zum Kippen gebracht werden können.

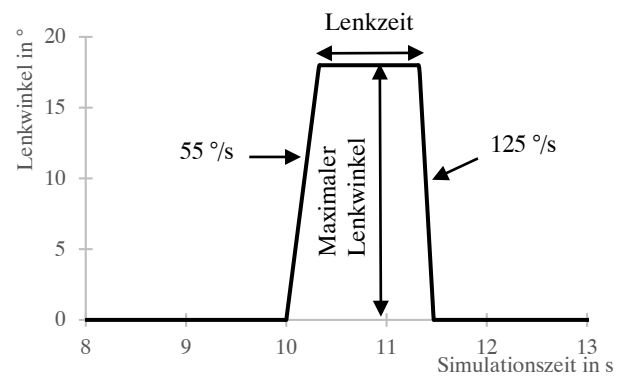


Abbildung 5: Lenkwinkelverlauf bei einem Standsicherheitstest

Wird diese Tatsache bei einer Optimierung des Lenkverlaufs nicht beachtet, und eine Kursänderung von mehr als 90° erreicht, steigt der w_2 -Maß deutlich, wodurch die Vergleichbarkeit unterschiedlicher Konzepte nicht mehr gewährleistet wird. Eine perfekte Lenkung ist gegeben, wenn der Stapler eine vorgegebene Kursänderung erreicht, ohne dass das kurveninnere Vorderrad abhebt. Durch ein PT_1 -Übertragungsverhalten der Querkraft der Reifen entsteht eine Kraftüberhöhung, die dazu führt, dass während des L-Tests ein Maximum der Kursänderung bei ca. 92° entsteht. Die Lenkverläufe wurden in der Mehrkörpersimulation parametrisch definiert, was eine einfache Veränderung der für ein L-Test notwendigen Lenkung zulässt.

7 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Durch eine systematische Untersuchung des aktuellen Standes der Wissenschaft und Technik wurde zuerst eine Grundlage zur Erstellung der Konzepte für Gegengewichtsstapler mit reduzierter Eigenmasse geschaffen. Anschließend wurden mehrere Konzepte ausgearbeitet, bewertet und ausgewählt. Zur Untersuchung der Standsicherheit der neuen Konzepte wurde aus der Geometrie des Referenzstaplers ein Mehrkörper-Simulationsmodell erstellt, mit welchem das dynamische Verhalten in einem einheitlichen L-Test ermittelt werden kann.

In weiteren Schritten wird der Referenzstapler vermessen und mit der CAD-Geometrie abgeglichen. Das erstellte Mehrkörper-Simulationsmodell des Referenzstaplers wird anschließend durch die realen L-Tests validiert, um eine gute Grundlage für weitere Untersuchungen zu schaffen. Anschließend Untersuchung der Standsicherheiten der ausgearbeiteten Konzepte soll zeigen, ob die in diesem Forschungsvorhaben gesetzten Ziele erreicht werden können.

1 LITERATURVERZEICHNIS

- [BBH09] Bruns, R.; Busch, N.; Höppner, O.: Anschlussbericht: Entwicklung eines dynamischen Standsicherheitstest für Gegengewichtsstapler unter 10 t Tragkraft. Abschlussbericht, 2009.
- [Bus15] Busch, N.: Querdynamisches Verhalten von Industriereifen und dessen Einfluss auf die Fahrdynamik von Gabelstaplern. Shaker, Herzogenrath, 2015.
- [DIN14] DIN Deutsches Institut für Normung: DIN EN 16203 Sicherheit von Flurförderzeugen - Prüfung der dynamischen Standsicherheit - Gegengewichtsstapler, 2014.
- [FEM14] FEM FEM: WORLD INDUSTRIAL TRUCK STATISTICS (WITS). INFORMATION SHEET 2014, 2014.
- [Gim91] Gim, G.; Nikravesh, P. E.: Comprehensive three dimensional models for vehicle dynamic simulations, 1991.
- [Har05] Harada, K. et al.: A Humanoid Robot Carrying a Heavy Object: Robotics and Automation, 2005. ICRA 2005. Proceedings of the 2005 IEEE International Conference on, 2005; S. 1712–1717.
- [Hou13] Houf W.G. et al.: Hydrogen fuel-cell forklift vehicle releases in enclosed spaces. In International Journal of Hydrogen Energy, 2013, 38; S. 8179–8189.
- [Mar11] Martin, H.: Transport- und Lagerlogistik. Planung, Struktur, Steuerung und Kosten von Systemen der Intralogistik. Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 2011.
- [Min13] Minav T.A. et al.: Forklift with a lithium-titanate battery during a lifting/lowering cycle: Analysis of the recuperation capability. In Automation in Construction, 2013, 35; S. 275–284.
- [MPL12] Minav, T. A.; Pyrhonen, J. J.; Laurila, L.: Permanent Magnet Synchronous Machine Sizing: Effect on the Energy Efficiency of an Electro-Hydraulic Forklift. In Industrial Electronics, IEEE Transactions on, 2012, 59; S. 2466–2474.
- [Pac72] Pacejka, H. B.: Analysis of the dynamic response of a rolling string-type tire model to lateral wheel-plane vibrations, 1972.
- [Pac93] Pacejka, H. B.; Bakker, E.: The magic formula tyre model, 1993.
- [Seo13] Seongcheol Kim et al.: A study of hybrid propulsion system on forklift trucks: Electric Vehicle Symposium and Exhibition (EVS27), 2013 World, 2013; S. 1–8.
- [SKB15] Stepanyuk, S.; Krivenkov, K.; Bruns, R.: Neuartiges Modell des Querverhaltens von FFZ-Reifen. Logistics Journal, 2015.

Sergey Stepanyuk, Research Assistant at the Professorship of Machine Elements and Technical Logistics, Helmut Schmidt University.
Sergey Stepanyuk was born 1988 in Almaty, Kasachstan. Between 2008 and 2013 he studied industrial Engineering at the Leibniz University Hannover.

Address: Lehrstuhl für Maschinenelemente und Technische Logistik, Helmut-Schmidt-Universität, Universität der Bundeswehr Hamburg, Holstenhofweg 85, 22043 Hamburg, Germany,
Phone: +49(0) 40-6541 3639
E-Mail: sergey.stepanyuk@hsu-hh.de